

Из проведенного анализа токовой нагрузки тиристоров в различных схемах ГПК при работе аппарата в режиме нормальных коммутаций следует:

- длительность импульса тока в процессе работы непрерывно меняется в пределах от 0 до π / ω , подчиняясь вероятностным законам;
- характер нагрузки тиристоров при коммутации трехфазных цепей значительно сложнее, чем при коммутации однофазных;
- форма кривых тока в тиристорах в установившемся режиме не зависит от характера отключаемой нагрузки;
- в упрощенных схемах бездуговой коммутации трехфазных цепей (рис.1, в, г) тиристоры более нагружены, чем в основной (рис.1, б);
- общим в характере токовой нагрузки для всех схем является то, что форма кривых тока во всех случаях определяется синусоидальным законом, т.е. все они в какой-то мере являются производными от формы тока в однофазном режиме.

1.Сосков А.Г., Соскова И.А. Полупроводниковые аппараты: коммутация, управление, защита. – К: Каравелла, 2005. – 344 с.

2.Зевеке Г.В., Ионкин П.А. и др. Основы теории цепей. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 528 с.

3.Дикань С.В., Намитокоев К.К. Аппараты систем бесперебойного снабжения. – К.: Техніка, 1989. – 184 с.

4.Чебовский О.Г., Моисеев Л.Г., Недошивин Р.П. Силовые полупроводниковые приборы. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 400 с.

Получено 26.02.2007

УДК 693.54

В.П.ШПАЧУК, д-р техн. наук, Д.Н.БАЙДАЛИНОВ

Харьковская национальная академия городского хозяйства

В.В.ДУДКО

Казенное предприятие «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А.Морозова»

К ЭФФЕКТУ ПОДДИАПАЗОННОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ РЕЗОНАНСНОЙ ЧАСТОТЫ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ОБЪЕКТОВ НА ВИБРОНАДЕЖНОСТЬ

Рассматриваются вопросы повышения достоверности стендовых испытаний объектов колебательной структуры на механические воздействия. Устанавливается наличие эффекта поддиапазонного перемещения резонансной частоты объекта при переходе от метода испытаний с постоянной амплитудой виброперемещений к методу испытаний с постоянным виброускорением.

При испытаниях объектов на механические воздействия диапазон $\Omega = [\omega_n - \omega_b]$ рабочих частот представляет собой совокупность [1-3]

двух поддиапазонов: диапазона $\Omega_1 = [\omega_n - \omega_r]$, в котором принимают постоянную амплитуду виброперемещений ($x(\omega) = \text{const}$), и диапазона $\Omega_2 = [\omega_r - \omega_b]$, для которого постоянной является амплитуда виброускорений ($\ddot{x}(\omega) = \text{const}$). Здесь ω_n , ω_b – нижнее и верхнее значение диапазона рабочих частот, а ω_r – граничная частота поддиапазонов. Значение граничной частоты при этом является параметром (признаком) метода испытаний.

В одних случаях [1] значение граничной частоты ω_r определяют с учетом соотношений нормируемых амплитуд ускорений и перемещений, в других [3-8] – с учетом технических характеристик вибростенда, метода испытаний и структуры вибровозбуждаемого объекта испытаний. Покажем, что на практике выбор значений частоты ω_r вне зависимости от инерционных, диссипативных и упругих характеристик объекта может приводить к снижению достоверности испытаний.

Рассмотрим кинематически возбуждаемый механический объект вида:

$$y(j\omega) = x(j\omega) \frac{b(j\omega) + c}{m(j\omega)^2 + b(j\omega) + c} = \\ = x(\omega) \frac{(b^2\omega^2 + c^2)^{1/2}}{[(c - m\omega^2)^2 + b^2\omega^2]^{1/2}} e^{j\varphi_{yx}(\omega)} = x(\omega) \cdot W_{yx}(\omega) \cdot e^{j\varphi_{yx}(\omega)}, \quad (1)$$

где m , b , c – инерционная, диссипативная и упругая характеристики объекта; ω – текущая частота внешнего воздействия; $x(\omega)$ – кинематическое возбуждение объекта; $W_{yx}(\omega)$, $\varphi_{yx}(\omega)$ – амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики объекта.

Вибрационное состояние объекта определим следующими параметрами: абсолютными виброперемещениями $y(t)$, виброускорением $\ddot{y}(t)$ и относительным виброперемещением $z(t) = y(t) - x(t)$. В таком случае для резонансного вибрационного состояния объекта могут быть установлены резонансные частоты $\omega_p^{y,z,\ddot{y}}$ и резонансные амплитуды $A_{y,z,\ddot{y}}(\omega_p^{y,z,\ddot{y}})$.

С учетом (1) для $z(j\omega)$ и $\ddot{y}(j\omega)$ получим:

$$z(j\omega) = x(j\omega) \frac{m\omega^2}{[(c - m\omega^2)^2 + b^2\omega^2]^{1/2}} e^{j\varphi_z(\omega)} = x(\omega) \cdot W_{zx}(\omega) \cdot e^{j\varphi_{zx}(\omega)}; \quad (2)$$

$$\ddot{y}(j\omega) = x(j\omega) \frac{\omega^2 (b^2 \omega^2 + c^2)^{1/2}}{\left[(c - m\omega^2)^2 + b^2 \omega^2 \right]^{1/2}} e^{j\varphi_{yx}(\omega)} =$$

$$= x(\omega) \cdot W_{yx}(\omega) \cdot e^{j\varphi_{yx}(\omega)}. \quad (3)$$

При кинематическом воздействии вида $\ddot{x}(j\omega) = \ddot{x}(\omega) \cdot e^{j\varphi_x(\omega)}$ уравнения (1)-(3) приводятся к виду:

$$y(j\omega) = \ddot{x}(\omega) \cdot W_{yx}(\omega) \cdot e^{j\varphi_{yx}(\omega)}; \quad (4)$$

$$z(j\omega) = \ddot{x}(\omega) \cdot W_{zx}(\omega) \cdot e^{j\varphi_{zx}(\omega)}; \quad (5)$$

$$\ddot{y}(j\omega) = \ddot{x}(\omega) \cdot W_{\ddot{y}\ddot{x}}(\omega) \cdot e^{j\varphi_{\ddot{y}\ddot{x}}(\omega)}, \quad (6)$$

где $W_{yx}(\omega) = \frac{W_{yx}(\omega)}{\omega^2}$, $W_{zx}(\omega) = \frac{W_{zx}(\omega)}{\omega^2}$, $W_{\ddot{y}\ddot{x}}(\omega) = \frac{W_{\ddot{y}\ddot{x}}(\omega)}{\omega^2}$.

Из уравнений (1)-(6) следует, что смена типа кинематического возбуждения приводит к изменению значений параметров резонансного вибрационного состояния механического объекта. Поэтому актуальным становятся исследования, посвященные изучению особенностей влияния типа кинематического воздействия (виброперемещение $x(\omega) = const$ – первый тип воздействия, виброускорение $\ddot{x}(\omega) = const$ – второй тип воздействия) на значения резонансных частот соответственно $\omega_{p_1}^{y,z,\ddot{y}}$ и $\omega_{p_2}^{y,z,\ddot{y}}$. Исследования построим на основе уравнений (1)-(6) и следующей теоремы.

Теорема. Пусть вибрационное состояние механического объекта в частотной области Ω описывается уравнениями (1)-(6). Тогда вариации $\Delta\omega_p^y = \omega_{p_1}^y - \omega_{p_2}^y$, $\Delta\omega_p^z = \omega_{p_1}^z - \omega_{p_2}^z$, $\Delta\omega_p^{\ddot{y}} = \omega_{p_1}^{\ddot{y}} - \omega_{p_2}^{\ddot{y}}$ резонансных частот абсолютного, относительного виброперемещений и абсолютного виброускорения механического объекта при переходе от кинематического возбуждения первого типа, для которого $x(\omega) = const$, $\omega \in \Omega_1$ к кинематическому возбуждению второго типа ($\ddot{x}(\omega) = const$, $\omega \in \Omega_2$) удовлетворяют при $b > 0$ условиям: $\Delta\omega_p^y > 0$, $\Delta\omega_p^z > 0$, $\Delta\omega_p^{\ddot{y}} > 0$.

Доказательство теоремы построим на основе исследований пере-

доточных функций $W_{yx}(\omega), W_{zx}(\omega), W_{yx}(\omega), W_{yx}(\omega), W_{zx}(\omega), W_{yx}(\omega)$ на экстремум при $\omega = \text{var}$.

После очевидных преобразований получим следующие выражения для резонансных частот объекта:

$$\omega_{p_1}^y = \left[\left(\frac{c^4}{b^4} + 2 \cdot \frac{c^3}{b^2 m} \right)^{1/2} - \frac{c^2}{b^2} \right]^{1/2}; \quad \omega_{p_1}^z = \left(2 \cdot \frac{c^2}{2mc - b^2} \right)^{1/2};$$

$$\omega_{p_1}^y = \left[2\rho^{1/3} \cos\left(\varphi + \frac{4}{3}\pi\right) - \frac{n_2}{3} \right]^{1/2}, \quad (7)$$

где $n_2 = a_2 / a_3$, $a_2 = 2b^4 - 4b^2 mc$, $a_3 = b^2 m^2$, $\rho = (-z_1^3 / 27)^{1/2}$,

$$z_1 = n_1 - \frac{1}{3}n_2^2, \quad n_1 = a_1 / a_3, \quad a_1 = 4b^2 c^2 - 2mc^3,$$

$$\cos \varphi = -\frac{z_0}{2\rho} = \frac{2}{27}n_2^3 - \frac{1}{3}n_1 n_2 + n_0, \quad n_0 = a_0 / a_3, \quad a_0 = 2c^4.$$

Здесь значение частоты $\omega_{p_1}^y$ находится из уравнения

$$b^2 m^2 \omega^6 - (4b^2 mc - 2b^4) \omega^4 - (2mc^3 - 4b^2 c^2) \omega^2 + 2c^4 = 0. \quad (8)$$

Для кинематического возбуждения второго типа значение резонансной частоты $\omega_{p_2}^y$ определяется из уравнения:

$$3b^2 m^2 \omega^6 + (2b^4 - 4b^2 mc + 4m^2 c^2) \omega^4 + (4b^2 c^2 - 6mc^3) \omega^2 + 2c^4 = 0. \quad (9)$$

Анализ выражений для коэффициентов при ω^6 , ω^4 и ω^2 в уравнениях (8), (9) показывает, что число действительных положительных корней уравнений оказывается зависимым не только от величин параметров механического объекта, но и от их соотношений.

Также получим, что

$$\omega_{p_2}^z = \left(\frac{c}{m} - \frac{b^2}{2m^2} \right)^{1/2}, \quad \omega_{p_2}^y = \omega_{p_1}^y. \quad (10)$$

Рассмотрим далее уравнения (7), (10). Для вариации $\Delta \omega_p^z = \omega_{p_1}^z - \omega_{p_2}^z$ получим соотношение:

$$\Delta \omega_p^z = \left(\frac{c}{m} \right)^{1/2} \cdot \frac{2\beta^2}{(1 - 2\beta^2)^{1/2}},$$

где $b = \frac{b}{2}(cm)^{1/2}$, которое для произвольного механического объекта с параметрами $m > 0$, $c > 0$ и $0 < \beta < 0,5$ (условие принадлежности объекта к колебательному типу) может быть приведено к виду:

$$\Delta\omega_p^z > 0.$$

Для конкретного объекта, например, с параметрами $m=1$ кг; $b = 60$ кг/с; $\beta = 0,3$; $c = 1 \cdot 10^4$ кг/с² получим:

$$\omega_{p_1}^z = 110,4 \text{ рад/с}, \omega_{p_2}^z = 90,5 \text{ рад/с} \text{ и } \Delta\omega_p^z = 19,9 \text{ рад/с} > 0.$$

Подвергнем анализируемый объект испытаниям на проверку отсутствия резонансных частот по методу 101-1, описанному в работе [1], приняв $\omega_r = 100$ рад/с (значение используемого в настоящей работе значения частоты ω_r является условным). При этом характерным признаком испытываемого механического объекта является принадлежность частоты $\omega_{p_1}^z$ окрестности частоты ω_r , а признаком метода испытаний – положительность вариации $\Delta\omega^z = \omega_{p_1}^z - \omega_r > 0$. В результате проводимых испытаний, первый тип кинематического воздействия на анализируемый объект в поддиапазоне Ω_1 резонансную частоту $\omega_{p_1}^z$ не обнаруживает, так как, при выполнении условия $\omega_{p_1}^z > \omega_r$ она будет принадлежать поддиапазону частот Ω_2 . Далее в соответствии с принятым методом испытаний при достижении частотой возбуждения значения $\omega_r = 100$ рад/с испытания переводят в режим постоянной амплитуды ускорения.

Покажем, что и дальнейшее испытание объекта при втором типе кинематического воздействия также не обеспечивает идентификации его резонансной частоты $\omega_{p_1}^z$ по относительному виброперемещению, несмотря на ее реальное существование, так как по условию задачи объект принадлежит к объектам колебательного типа.

Для этого определим и проанализируем значение резонансной частоты $\omega_{p_2}^z$ при $\ddot{x}(\omega) = const$ и вариацию $\Delta\omega_p^z$. В результате полу-

$$\text{чим: } \omega_{p_2}^z = \left(\frac{c}{m} - \frac{b^2}{2cm^2} \right)^{1/2} = 90,5 \text{ рад/с} \text{ и } \Delta\omega_p^z = 90,5 \text{ рад/с. Таким}$$

образом, при испытаниях переход ко второму типу кинематического

воздействия ($\ddot{x}(\omega) = \text{const}$) привел к уменьшению величины резонансной частоты объекта до значения $\omega_{p_2}^z = 90,5$ рад/с и перемещению ее из поддиапазона Ω_2 испытаний в поддиапазон Ω_1 . Определим данный процесс термином – эффект поддиапазонного перемещения резонансной частоты (ППРЧ) объекта. Установленный эффект характерен методам испытаний, параметром которых является граничная частота ω_r поддиапазонов Ω_1 и Ω_2 (например, методам 101-1, 102-1, 103-1 испытаний объектов на виброненадежность, описанным в работе [1]).

Остановимся далее на требованиях, выполнение которых исключает условия возникновения эффекта поддиапазонного перемещения резонансной частоты при стендовых испытаниях.

В нашем случае базовым для метода испытаний был признак положительности вариации $\Delta\omega^z > 0$. Однако, для принятого значения $\omega_r = 100$ рад/с этого оказалось недостаточно для проведения достоверных испытаний по причине проявляющегося эффекта ППРЧ. Введем далее в рассмотрение дополнительный признак метода испытаний вида: $\Delta\omega^z > \Delta\omega_p^z$, который для граничной частоты приводится к соотношению:

$$\omega_r < \omega_{p_2}^z. \quad (11)$$

Проведенный анализ показывает, что причиной проявления эффекта поддиапазонного перемещения при испытаниях на виброненадежность является нечувствительность метода испытаний к значениям вариации $\Delta\omega_p^z$ и частоты $\omega_{p_2}^z$ реального объекта испытаний. Из соотношения (11) следует также, что в зависимости от технической задачи дополнительный признак метода испытаний $\omega_r < \omega =$ может быть реализован на практике выбором граничной частоты ω_r с учетом структуры и механических свойств испытываемого объекта.

Полученные результаты распространяются на многочисленные объекты с вязким трением непосредственно. Для объектов с нелинейной характеристикой демпфирования необходимо дополнительно учитывать зависимость наклона амплитудно-частотной характеристики.

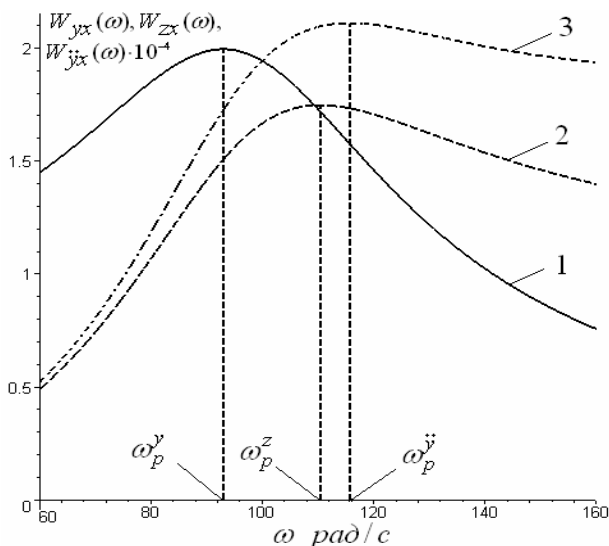
При стендовых испытаниях объектов на полигармонические и случайные вибрации наиболее опасным с точки зрения вибрационного отказа является режим нагружения, при котором в каждом из поддиапазонов Ω_1 , Ω_2 воспроизводимое в контрольной точке платформы вибрационное воздействие по частоте является многокомпонентным, т.е.

содержит одновременно резонансные частоты по абсолютным виброперемещению y , виброускорению \ddot{y} и относительному виброперемещению z . В этом случае текущее вибрационное состояние будет характеризоваться одновременно наибольшими амплитудами абсолютных виброперемещений, виброускорений и относительных виброперемещений, которым соответствует режим испытаний, наиболее опасный с точки зрения возможных отказов по устойчивости функционирования и прочности объекта, а также отдельных его блоков, размещенных снаружи и внутри амортизированного корпуса [3-8].

Экспериментальное подтверждение эффективности данного режима испытаний выполним на примере ранее рассмотренного объекта. Амплитудно-частотные характеристики $W_{yx}(\omega)$, $W_{zx}(\omega)$, $W_{yx}(\omega) \cdot 10^{-4}$ объекта в поддиапазоне Ω_1 при $x(\omega) = const$ приведены на рисунке соответствующими кривыми 1-3. Анализ графиков показывает, что отсутствие при испытаниях в сигнале возбуждения резонансных частот $\omega_{p_1}^z \pm$ и $\omega_{p_1}^y$ обусловит вибрационное состояние объекта, при котором уровни относительных виброперемещений и абсолютных виброускорений на частоте $\omega_{p_1}^y$ (частота возбуждения, обязательная для поддиапазона Ω_1) окажутся меньше возможных значений соответственно на 16 % (на частоте $\omega_{p_1}^z$) и 22,7% (на частоте $\omega_{p_1}^y$), что, естественно, вызовет снижение достоверности стендовых испытаний, так как в условиях эксплуатации указанные частоты могут присутствовать в сигнале внешнего механического воздействия равновероятно [6].

Выполненные исследования имеют теоретическое значение, так как устанавливают через эффект поддиапазонного перемещения резонансной частоты объекта зависимость достоверности испытаний на механические воздействия от соотношений граничной частоты ω_l поддиапазонов Ω_1 и Ω_2 и действительных значений резонансных частот $\omega_{p_{1,2}}^{y,\ddot{y},z}$ объекта испытаний.

Практическое значение полученных результатов состоит в предложениях по выбору граничной частоты поддиапазонов Ω_1 и Ω_2 , а также частотной многокомпонентности режима нагружения, включающего одновременно резонансные частоты $\omega_p^y, \omega_p^{\ddot{y}}, \omega_p^z$ испытуемого объекта.



Амплитудно-частотные характеристики объекта испытаний

1. Вибрации в технике. Т.5 / Под. ред. Челомея. – М.: Машиностроение, 1981. – 496 с.
2. Бегларян В.Х. Механические испытания приборов и аппаратов. – М.: Машиностроение, 1980. – 223 с.
3. Случайные колебания / Под. ред. Кренделла. – М.: Мир, 1967. – 356 с.
4. Ленк А., Ренитц Ю. Механические испытания приборов и аппаратов. – М.: Мир, 1981. – 270 с.
5. Божко А.Е., Гноевой А.В., Шпачук В.П. Пространственное вибровозбуждение. – К.: Наук. думка, 1987. – 192 с.
6. Шпачук В.П. К проблеме испытаний объектов пространственной структуры на виброненадежность, реализующих эффект синергизма // Прикладная механика. – 2005. – №7. – С.116-121.
7. Plakhtienko N. P. Double non-stationary phase - frequency resonance of oscillatory systems // Int. Appl. Mech. – 2002. – 38, №1. – P.135-141.
8. Добрынин С.А., Фельдман М.С., Фирсов Г.И. Методы автоматизированного исследования вибрации машин. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.

Получено 11.03.2007